



①⑨ **BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 100 04 271 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**F 04 D 19/04**

②① Aktenzeichen: 100 04 271.6  
②② Anmeldetag: 1. 2. 2000  
④③ Offenlegungstag: 2. 8. 2001

**DE 100 04 271 A 1**

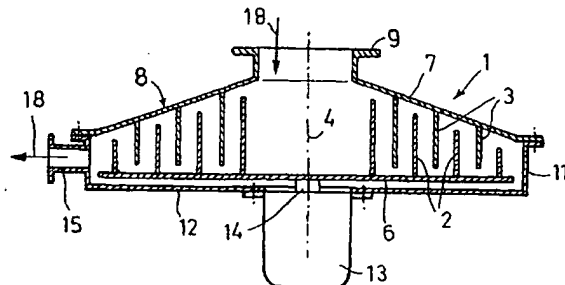
⑦① Anmelder:  
Leybold Vakuum GmbH, 50968 Köln, DE  
  
⑦④ Vertreter:  
Leineweber, J., Dipl.-Phys., Pat.-Anw., 50859 Köln

⑦② Erfinder:  
Engländer, Heinrich, 52441 Linnich, DE  
  
⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:  
DE-PS 6 05 902  
DE-OS 24 12 624  
DE-GM 18 45 883  
JP 63-297793 A., In: Patents Abstracts of Japan,  
M- 808, March 30, 1989, Vol. 13, No. 130;

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

⑤④ Reibungsvakuumpumpe

⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine Reibungspumpe (1) mit einem feststehenden, Statorschaufelreihen tragenden Bauteil (7) sowie mit einem rotierenden, Rotorscheufelreihen tragenden Bauteil (6), wobei die Stator- und Rotorscheufelreihen konzentrisch zur Drehachse (4) des rotierenden Bauteils (6) angeordnet sind und ineinandergreifen; um eine in axialer Richtung kurze Reibungspumpe zu schaffen, wird vorgeschlagen, dass sich die die Rotor- und Statorschaufelreihen tragenden Bauteile (6, 7) im wesentlichen radial und die Längsachsen der Schaufeln (2, 3) im wesentlichen axial erstrecken.



**DE 100 04 271 A 1**

Die Erfindung bezieht sich auf eine Reibungsvakuumpumpe mit einem feststehenden, Statorschaufelreihen tragenden Bauteil sowie mit einem rotierenden, Rotorschaufelreihen tragenden Bauteil, wobei die Stator- und Rotorschaufelreihen konzentrisch zur Drehachse des rotierenden Bauteils angeordnet sind und ineinandergreifen.

Zu den Reibungsvakuumpumpen dieser Art gehören die Turbomolekularvakuumumpen, wie sie beispielsweise aus der WO 94/00694 bekannt sind. Sie sind nach Art einer Turbine mit Rotor- und Statorschaufelreihen ausgebildet. Stator und Rotor erstrecken sich im wesentlichen zylindrisch und sind koaxial zur Drehachse des rotierenden Bauteils angeordnet. Die Längsachsen der abwechselnd ineinander greifenden Stator- und Rotorschaufeln erstrecken sich radial, so dass sich eine im wesentlichen axial gerichtete Förderrichtung ergibt. Ein oder mehrere Paare einer Rotorschaufelreihe und einer Statorschaufelreihe bilden eine Pumpstufe. Die Einstellung der Fördereigenschaften einer Pumpstufe (Saugvermögen, Kompression) erfolgt über die Ausbildung der Schaufeln, vorzugsweise über deren Anstellwinkel.

Bei Turbomolekularvakuumumpen nach dem Stand der Technik kann eine Mindestanzahl von Pumpstufen nicht unterschritten werden. Dadurch bauen Turbomolekularvakuumumpen nach dem Stand der Technik relativ lang, zumal der Antriebsmotor die axiale Länge noch erhöht. Außerdem kann bei vorbekannten Turbomolekularpumpen nur ein Bauteil – üblicherweise der Rotor – einteilig ausgebildet sein, während das andere Bauteil – üblicherweise der Stator – aus einer Mehrzahl von Teilen bestehen muss, um die ineinander greifenden Schaufelreihen montieren zu können.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Reibungsvakuumpumpe der eingangs genannten Art zu schaffen, die in axialer Richtung wesentlich kürzer baut.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch die kennzeichnenden Merkmale der Patentansprüche gelöst.

Die Erfindung ermöglicht es, Reibungspumpen zu bauen, deren axiale Länge – abgesehen vom Antriebsmotor – die Länge der Stator- und Rotorschaufeln nicht wesentlich übersteigt. Da sich die Schaufeln axial erstrecken, können Rotor und Stator einteilig ausgebildet sein.

Zweckmäßig ist es, dass radial fördernde Pumpen der erfindungsgemäßen Art so betrieben werden, dass die geförderten Gase von außen nach innen strömen. Dabei erweist sich die Ausnutzung der unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten der Schaufeln als Vorteil, da sich entsprechend dem Druckgebiet die Reibungsverluste reduzieren lassen. Außerdem lassen sich die Rückströmungsverluste gegenüber dem Axialverdichter in Förderrichtung stark reduzieren, da der Stator einteilig ausgeführt werden kann und sich keine große Toleranzkette durch die Vielzahl der Füge-teile ergibt. Ebenso minimieren sich die Rückströmverluste durch das Umströmen der Flügelspitzen, da auch hier die Spalte durch Ausrichten der Träger erheblich reduziert werden können.

Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die beschriebenen Flügelscheiben spanend durch Dreh- und Erodiermaschinen hergestellt werden können. Beide Techniken sind relativ preiswert. Mit der erzielbaren Reduzierung der Teilevielfalt ist die Erfindung eine echte Alternative, um dem heutigen Preisdruck zu begegnen.

Zweckmäßig ist es weiterhin, bekannte, axial verdichtende Turbomolekularvakuumumpen mit erfindungsgemäß gestalteten, radial verdichtenden Reibungsvakuumpumpen zu kombinieren. Pumpsysteme dieser Art ermöglichen es, den Antriebsmotor auf der Hochvakuumseite anzuordnen, ohne dass Motor und Lager aus hochvakuumtauglichen

Werkstoffen bestehen müssen. Schließlich ergeben sich Vorteile bei der Lagerung des rotierenden Bauteils. Lange Rotoren benötigen insbesondere dann, wenn sie fliegend gelagert werden sollen, einen hohen Lageraufwand, der bei den relativ kurzen Rotoren bei Reibungsvakuumpumpen nach der Erfindung nicht mehr erforderlich ist.

Weitere Vorteile und Einzelheiten sollen anhand von in den Fig. 1 bis 11 schematisch dargestellten Ausführungsbeispielen erläutert werden. Es zeigen

Fig. 1 einen Radialschnitt durch die Flügel einer Reibungsvakuumpumpe nach der Erfindung,

Fig. 2 bis 4 Axialschnitte durch unterschiedliche Ausführungen,

Fig. 5 und 6 Schnitte durch eine zweiflutige Ausführung,

Fig. 7 einen Schnitt durch eine mehrstufige Lösung,

Fig. 8 eine Kombination einer radial fördernden Pumpstufe mit axial fördernden Reibungspumpenstufen sowie

Fig. 9 bis 11 kombinierte Reibungspumpen für Mehrkam-mersysteme.

Fig. 1 zeigt, dass sich in den Ausführungsformen einer Reibungspumpe 1 nach der Erfindung die Längsachsen der Schaufeln 2, 3 parallel zur Drehachse 4 des rotierenden Bauteils erstrecken. Sie sind in konzentrischen Reihen um die Drehachse 4 angeordnet. Die Reihen der Rotorschaufeln 2 und die Reihen der Statorschaufeln 3 wechseln einander ab. Sie greifen ineinander und haben in an sich bekannter Weise in Strömungsrichtung (Pfeil 16) wechselnde Anstellwinkel.

Die Fig. 2 bis 4 zeigen, dass die Schaufeln 2, 3 Bestandteile von rotierenden bzw. feststehenden Trägern 6 bzw. 7 sind. Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 haben der rotierende Träger 6 und der feststehende Träger 7 die Form einer Scheibe. Bei der Ausführung nach Fig. 3 ist die schaufelseitige Oberfläche der Statorscheibe 7 derart konisch ausgebildet, dass der Abstand zwischen den beiden Scheiben 6, 7 von außen nach innen abnimmt. Auch die Länge der Schaufeln 2, 3 nimmt von außen nach innen ab.

Bei der Ausführung nach Fig. 4 hat der feststehende Träger 7 die Form eines Trichters, so dass der Abstand zwischen den Trägern 6 und 7 von innen nach außen abnimmt. Die Länge der Schaufeln 2, 3 ist dieser Abstandsänderung angepasst.

Fig. 4 zeigt noch, dass der feststehende Träger 7 Bestandteil eines Gehäuses 8 der Pumpe 1 ist. Es besteht aus dem Träger 7 mit einem Anschlussstutzen 9 sowie aus einem flachen, topfförmig gestalteten Gehäuseteil 11, das mit seinem Rand am Träger 7 angeflanscht ist. Der Boden 12 des Gehäuseteils 11 erstreckt sich parallel zur Rotorscheibe 6. Er trägt den Antriebsmotor 13, dessen Welle 14 durch eine Öffnung im Boden 12 hindurchgreift und mit der Rotorscheibe 6 gekoppelt ist. Außerdem ist am Gehäuseteil 12 ein weiterer Anschlussstutzen 15 vorgesehen.

Vakuumpumpen werden vorzugsweise so betrieben, dass der Förderraum in Förderrichtung der Gase abnimmt. Diese Eigenschaft haben Reibungspumpen 1 nach der Erfindung bereits dann, wenn die Gase von außen nach innen gefördert werden (vgl. die in den Fig. 1 bis 3 eingezeichneten Pfeile 16). Die Ausbildung des feststehenden Trägers 7 nach Fig. 3 verstärkt noch diese Eigenschaft. Auch die Breite der Schaufeln 2, 3 kann von außen nach innen abnehmen (vgl. insbesondere Fig. 1).

Natürlich ist auch ein Betrieb der Reibungspumpen mit entgegengesetzter Förderrichtung möglich. Dazu muss lediglich die Drehrichtung des Rotors 6 umgekehrt werden. Ein Beispiel für eine in dieser Weise betriebene Reibungspumpe 1 zeigt Fig. 4 (Pfeile 18). Der Anschlussflansch 9 bildet den Einlass, der Anschlussflansch 15 den Auslass der Pumpe. Auf eine Veränderung des Förderraumes in Richtung der geforderten Gase wird dadurch Einfluss genom-

men, dass der Abstand der Träger 6, 7 und damit der Länge der Schaufeln 2, 3 von innen nach außen abnimmt.

Die Fig. 5 und 6 zeigen eine zweiflutige Ausführung einer Reibungspumpe 1 nach der Erfindung. Eine innere Gruppe von Schaufelreihen fördert die Gase radial nach außen (Pfeile 21), eine äußere Gruppe von Schaufelreihen von außen nach innen (Pfeile 22). Die Anschlussstutzen 9 und 15 sind Einlassstutzen. Zwischen den beiden Gruppen ist die Statorscheibe 7 mit einem Anschlussstutzen 23 ausgerüstet, der die Funktion eines Auslasses hat. Durch Umkehrung der Drehrichtung ergibt sich eine weitere Konfiguration (1 Ansaugstutzen, 2 Auslassstutzen), wie sie für Lecksucher mit Gegenstromprinzip genutzt werden kann. Schließlich besteht auch die Möglichkeit, die Reibungspumpe 1 nach der Erfindung mehrflutig auszubilden, d. h., mit mehreren Schaufelgruppen, die – verglichen mit ihren jeweils benachbarten Schaufelgruppen – entgegengesetzte Förderrichtung haben.

Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 7 befinden sich im Gehäuse 8 mehrere radial fördernde Pumpstufen axial übereinander. Das rotierende System umfasst zwei Rotorscheiben 6, die jeweils auf beiden Seiten Rotorschaukeln 2 tragen. Das Gehäuse 8 und ein gehäusefester Träger 25, der sich zwischen den beiden Rotorscheiben 6 befindet, tragen korrespondierende Statorschaukeln 3.

Eingezeichnete Pfeile 27 zeigen, dass der Anschlussstutzen 9 die Funktion eines Einlasses hat und dass die sich anschließenden, radial komprimierenden Stufen (insgesamt vier) abwechselnd von innen flach außen und von außen nach innen fördern. Der Auslass ist mit 26 bezeichnet. Er liegt innen und umgibt die Antriebswelle 14, so dass in diesem Bereich Dichtmittel nicht erforderlich sind. Durch eine Anpassung der Schaufellängen vom Einlass zum Auslass (Abnahme) kann wieder Einfluss auf das Volumen des Förderraumes genommen werden.

Fig. 8 zeigt eine Möglichkeit, wie eine radial verdichtende Reibungspumpe 1 nach der Erfindung mit einer axial verdichtenden Reibungspumpe 31 nach dem Stand der Technik kombiniert werden kann. Die Reibungspumpe 31 besteht aus einer saugseitig angeordneten Turbomolekularpumpenstufe 32 und einer druckseitig angeordneten Molekularpumpstufe 33, die als Holweckpumpe (wie dargestellt) oder auch als Gaede-, Siegbahn-, Engländer- oder Seitenkanalpumpe ausgebildet sein kann.

Die Reibungspumpen 1 und 31 befinden sich in einem gemeinsamen, etwa zylindrischen Gehäuse 35 mit seitlichem Einlass 36. Eine auf beiden Stirnseiten gelagerte (Lager 37, 38) Welle 39 trägt die jeweils rotierenden Bauteile der Pumpstufen (Rotorscheibe 6 der radial verdichtenden Pumpe 1, Rotor 41 der Turbomolekularpumpstufe 32, Zylinder 42 der Holweckpumpstufe 33). Der seitliche Einlass 36 der kombinierten Pumpe mündet zwischen der radial verdichtenden Pumpstufe 1 und der axial verdichtenden Pumpe 31. Der Auslass 44 der kombinierten Pumpe befindet sich auf der Druckseite der Molekularpumpstufe 33.

Die eingezeichneten Pfeile 45 und 46 zeigen, dass die radial verdichtende Pumpstufe 1 die zu fördernden Gase im Bereich ihrer Peripherie und die axial verdichtende Pumpe 31 – wie üblich – im Bereich ihrer Hochvakuumseite ansaugt. Die von der Pumpstufe 1 geförderten Gase gelangen über einen Bypass 47 unmittelbar zur Saugseite der Holweckpumpstufe 33.

Die Besonderheit der Lösung nach Fig. 8 besteht darin, dass sich der Antriebsmotor 48 auf der Hochvakuumseite der axial fördernden Pumpe 31 befindet (und nicht wie üblich auf der Druckseite der Holweckpumpstufe 33). Dadurch, dass sich die radial verdichtende Pumpstufe 1 zwischen dem Einlass 36 und dem Antriebsmotor 48 befindet,

kann im Motorraum 49 ein relativ hoher Druck aufrecht erhalten werden (z. B.  $1 \times 10^{-2}$  mbar). Die Verwendung hochvakuumtauglicher Werkstoffe im Motorraum 49 ist nicht erforderlich. Außerdem unterstützt die radial fördernde Pumpstufe 1 die Förderleistung der Turbomolekularpumpstufe 32, ohne dass sich damit die Baulänge der Pumpe 31 wesentlich vergrößert.

Die Fig. 9 bis 11 zeigen Ausführungen von kombinierten Reibungspumpen für den Einsatz bei Mehrkammersystemen, hier Zweikammersystemen. Dabei handelt es sich z. B. um Analysengeräte mit mehreren Kammern, die auf unterschiedliche Drücke evakuiert werden müssen. Dadurch ist der Abstand der Ansaugstutzen vorgegeben, was beim Stand der Technik häufig dazu führt, dass relativ lange, fliegend gelagerte Rotorsysteme nötig sind, die aufwendige Lagersysteme erfordern.

Sämtliche Ausführungen nach den Fig. 9 bis 11 weisen zwei seitliche Einlässe 36, 36' auf. Sie sind durch mindestens eine radial verdichtende Pumpstufe 1 voneinander getrennt. Der Einlass 36 "sieht" jeweils, wie auch bei der Ausführung nach Fig. 8, die Eintrittsbereiche einer axial fördernden Reibungspumpe 31 sowie einer radial von außen nach innen fördernden Reibungspumpe 1.

Bei der Ausführung nach Fig. 9 mündet der Auslass der radial fördernden Pumpe 1 in den Einlassbereich einer zweiten Turbomolekularpumpenstufe 32', an den der zweite Einlass 36' angeschlossen ist. Die Pumpe 1 bewirkt, dass der Druck am Einlass 36 niedriger ist als am Einlass 36'. Auf der Druckseite der Turbomolekularpumpenstufe 32' befindet sich der Antriebsmotor 48.

Diese Druckseite ist über den Bypass 47 mit der Saugseite der Molekularpumpstufe 33 verbunden.

Ist die Förderung eines Teilstromes vom Einlass 36 in den Bereich des Einlasses 36' unerwünscht, kann eine weitere axial verdichtende Reibungspumpe 1' zur Trennung der Einlässe 36, 36' vorgesehen sein (Fig. 10). Sie fördert einen Teilstrom der in den Einlass 36' gelangenden Gase. Die Auslässe der beiden Reibungspumpen 1 und 1' stehen mit dem Bypass 47 in Verbindung.

Die Ausführung nach Fig. 11 weist anstelle der Turbomolekularpumpstufe 32' eine weitere axial fördernde Reibungspumpe 1'' auf. Diese Lösung kann eingesetzt werden, wenn die anfallende Gasmenge nicht hoch ist.

Bei den Ausführungen nach den Fig. 9 bis 11 sind jeweils zwei Hochvakuumpumpensysteme 32, 32' bzw. 1'' mit jeweils einem Einlass 36 bzw. 36' vorgesehen. Die gewählte Anordnung lässt es zu, auch weitere Hochvakuumpumpensysteme auf der gemeinsamen Welle 39 anzuordnen und deren Einlässe jeweils durch radial fördernde Pumpstufen nach der Erfindung voneinander zu trennen. Über Bypässe können sowohl die jeweiligen Hochvakuumpumpstufen, in der Regel Turbomolekularpumpstufen, als auch die Auslässe der radial fördernden Pumpstufen mit einer gemeinsamen Molekularpumpstufe verbunden werden.

Die angeführten Beispiele zeigen, dass die Kombination und die Reihenfolge der Pumpstufen beliebig ist und den applikationsbedingten Begebenheiten angepasst werden können. Die Anordnung der Pumpstufen erlaubt kompakte Konstruktionen mit Lagern an beiden Wellenenden. Hierdurch lassen sich die Wellen beliebig steif machen. Dies führt zu rotordynamisch unproblematischen Konstruktionen, die zu dem auch noch eine gute Wuchtcharakteristik haben. Dadurch, dass nahezu beliebig viele nach Art von Bauteilen eines Baukastensystems ausgebildete Stufen auf einer Welle angebracht werden können, lässt sich eine Hochvakuumpumpe, die gegen Atmosphäre verdichtet, leichter realisieren.

1. Reibungspumpe (1) mit einem feststehenden, Statorschaufelreihen tragenden Bauteil (7) sowie mit einem rotierenden, Rotorschaufelreihen tragenden Bauteil (6), wobei die Stator- und Rotorschaufelreihen konzentrisch zur Drehachse (4) des rotierenden Bauteils (6) angeordnet sind und ineinandergreifen, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich die die Rotor- und Statorschaufelreihen tragenden Bauteile (6, 7) im wesentlichen radial und die Längsachsen der Schaufeln (2, 3) im wesentlichen axial erstrecken.
2. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die die Schaufeln (2, 3) tragenden Bauteile (6, 7) scheibenförmig gestaltet sind.
3. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Pumpe von außen nach innen durchströmt ist.
4. Pumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Schaufellänge von außen nach innen abnimmt.
5. Pumpe nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Schaufelbreite von außen nach innen abnimmt.
6. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass bei einer von innen nach außen durchströmten Pumpe (1) die Schaufellänge von innen nach außen abnimmt.
7. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das feststehende, die Statorschaufeln (3) tragende Bauteil (7) Bestandteil eines Gehäuses (8) der Pumpe (1) ist.
8. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass sie zwei- oder mehrflutig ausgebildet ist.
9. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass mehrere radial fördernde Pumpstufen axial hintereinander angeordnet sind.
10. Pumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass rotierende und/oder feststehende Bauteile (6 bzw. 7) beidseitig Rotor- bzw. Statorschaufeln (2 bzw. 3) tragen.
11. Pumpe nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass ihr Auslass radial innen angeordnet ist und die Antriebswelle (14) für die rotierenden Bauteile (6) umgibt.
12. Pumpe nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass sie mit mindestens einer weiteren Reibungspumpenstufe (32, 33) kombiniert ist.
13. Pumpe nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass das rotierende Bauteil (6) gemeinsam mit den rotierenden Bauteilen (41, 42) der weiteren Reibungspumpenstufen auf einer Welle (39) angeordnet ist.
14. Pumpe nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass sie die Hochvakuumseite einer weiteren Reibungspumpe (31) vom Motorraum (49) des gemeinsamen Antriebsmotors (48) trennt.
15. Pumpe nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass der Auslass der Pumpe (1) mit dem Einlass einer Molekularpumpe (33) verbunden ist.
16. Kombinierte Reibungsvakuumpumpe nach Anspruch 12 oder 13, dadurch gekennzeichnet, dass sie zwei oder mehr Hochvakuumstufen (32, 33) mit jeweils einem Einlass (36, 36') aufweist und dass die Einlässe jeweils durch mindestens eine radial fördernde Pumpstufen (1, 1') voneinander getrennt sind.
17. Pumpe nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass zwei Hochvakuumstufen (32, 32') mit jeweils einem Einlass (36, 36') vorgesehen sind und

dass der Einlass der radialen Pumpstufe (1) mit dem einen (36) der beiden Einlässe und ihr Auslass mit dem zweiten (36') der beiden Einlässe in Verbindung steht.

18. Pumpe nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass zwei radial fördernde Pumpstufen (1, 1') die Einlässe (36, 36') voneinander trennen.

19. Pumpe nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass für die Hochvakuumstufen (32, 32') und für die radial fördernden Pumpstufen (1, 1'; 1, 1'') eine gemeinsame weiterführende Molekularpumpe (33) vorgesehen ist.

---

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

---

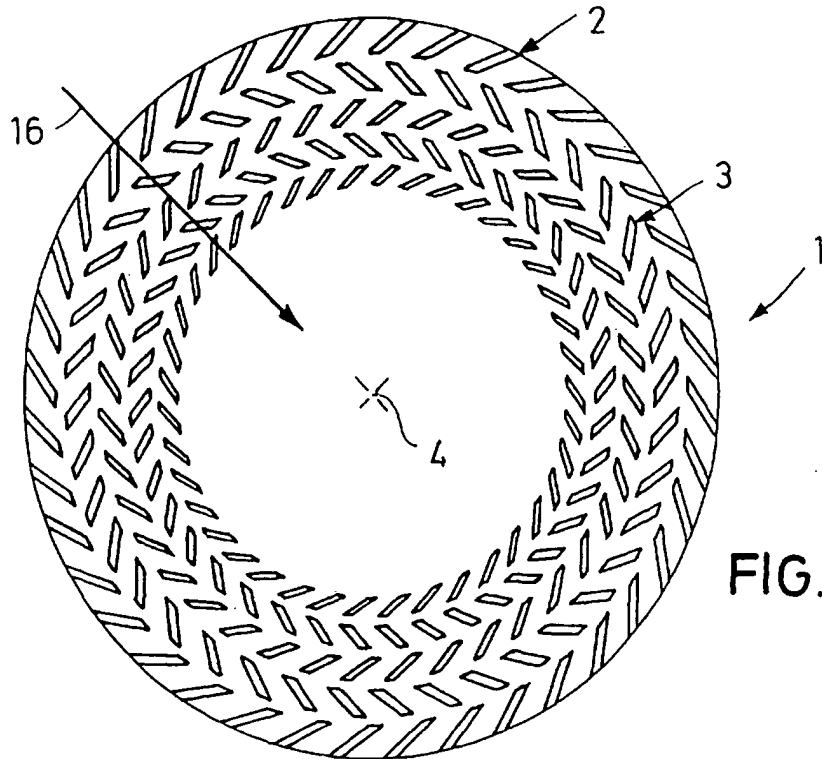


FIG. 1

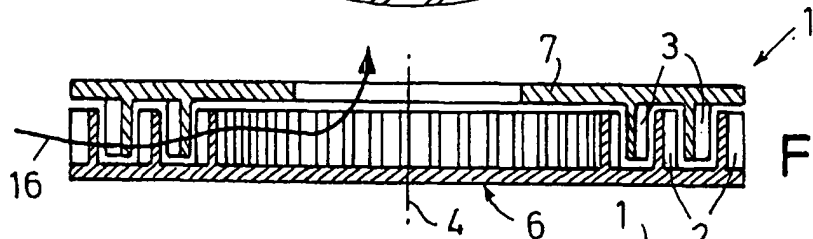


FIG. 2

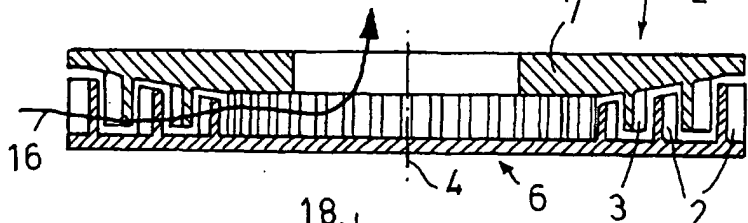


FIG. 3

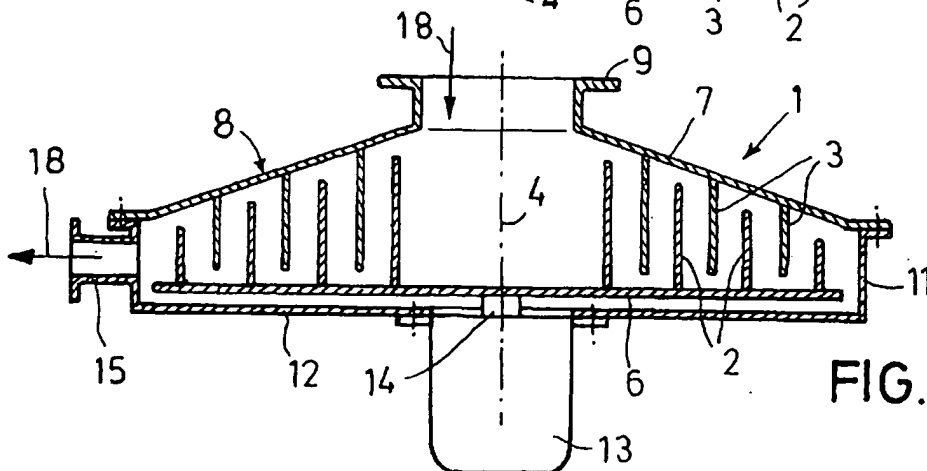


FIG. 4

FIG. 5

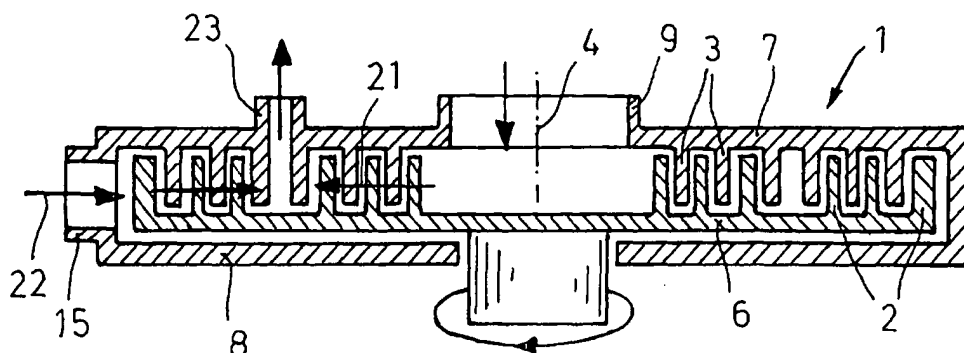


FIG.6

